

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОХЛАЖДЕНИЯ ВАЛА ПЕЧНОГО ВЕНТИЛЯТОРА, ОСНАЩЕННОГО УСТРОЙСТВАМИ СТЕРЖНЕВОГО ТИПА

Аннотация

Предложена конструкция устройства воздушного охлаждения вала печного вентилятора стержневого типа трех типоразмеров. В ходе исследований на экспериментальном стенде получены в критериальном виде зависимости конвективной теплоотдачи от поверхности этих устройств в окружающую среду при различной частоте вращения вала.

Установлено, что в диапазоне изменения относительной длины стержней от 3,3 до 6,1 имеет место режим, близкий к автотельному, где теплоотдача от их поверхности описывается универсальной зависимостью.

В диапазоне изменения относительной длины стержней от 6,1 до 8,6 экспериментальные данные обобщены в виде степенной зависимости с коэффициентом пропорциональности, зависящим от величины отношения диаметра вала к внешнему диаметру устройства.

Наименьший коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности оказался у СТ–346 с наибольшим внешним диаметром и, соответственно, наиболее длинными стержнями, что, по-видимому, связано с тем, что в процессе теплопередачи от вала в окружающую среду лимитирующим участком теплообмена является подвод тепла теплопроводностью вдоль оси стержней.

Наибольший коэффициент теплоотдачи в сопоставимых условиях наблюдается у СТ–286 со средними стержнями, где более сбалансированы подвод тепла теплопроводностью вдоль стержней и отвод его от их внешних поверхностей конвекцией в окружающую среду.

При сравнении полученных данных по СТ–286 и СТ–220, было установлено, что при одинаковой частоте вращения вала, коэффициент теплоотдачи по поверхности у СТ–286 больше, чем у СТ–220 примерно на 15 – 20 %, что связано с уменьшением интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ–220 вследствие снижения их средней линейной скорости движения по окружности.

Из анализа полученных результатов следует, что наиболее эффективным в сопоставимых условиях является устройство с максимальным диаметром 346 мм, где рассеиваемая тепловая мощность в установившемся режиме больше в 1,1 раза, чем у устройства диаметром 286 мм и в 2,0 раза больше, чем у устройства диаметром 220 мм.

Полученные материалы могут быть полезны при разработке и проектировании нагревательных и термических печей с использованием принудительной циркуляции теплоносителя.

Ключевые слова: устройство охлаждения вала вентилятора, печной высокотемпературный вентилятор, конвективный теплообмен.

Abstract

The design of the device for air cooling of the shaft of the furnace fan of the rod type of three standard sizes is proposed. During the experiments at the experimental stand, the convective heat

transfer from the surface of these devices to the environment at a different shaft rotation frequency was obtained critically.

It is established that in the range of variation of the relative length of the rods from 3.3 to 6.1, a regime close to the self-similar mode takes place, where the heat transfer from their surface is described by a universal dependence.

In the range of variation of the relative length of the rods from 6.1 to 8.6, the experimental data are generalized in the form of a power law with a proportionality coefficient that depends on the ratio of the shaft diameter to the outer diameter of the device.

The least coefficient of heat transfer from the external surface was found in ST-346 with the largest outside diameter and, correspondingly, the longest rods, which is apparently due to the fact that in the process of heat transfer from the shaft to the environment, the limiting heat exchange section is the heat supply by heat conduction along Axis of the rods.

The highest heat transfer coefficient under comparable conditions is observed in ST-286 with medium rods, where the heat supply is more balanced by thermal conductivity along the rods and its removal from their external surfaces by convection to the environment.

When comparing the data obtained with CT-286 and CT-220, it was found that at the same shaft rotation frequency, the heat transfer coefficient over the surface of CT-286 is about 15–20 %, which is associated with a decrease in intensity Air blowing shortened rods ST-220 due to the decrease in their average linear speed of movement along the circumference.

From the analysis of the results obtained, it follows that the most effective in comparable conditions is the device with a maximum diameter of 346 mm, where the dissipated thermal power in the steady state is 1.1 times higher than that of the device with a diameter of 286 mm and 2.0 times greater than Devices with a diameter of 220 mm.

The obtained materials can be useful in the design and design of heating and thermal furnaces using forced coolant circulation

Key words: Cooling fan shaft, furnace high-temperature fan, convective heat transfer.

Постоянное совершенствование конструкций высокотемпературных вентиляторов в настоящее время связано с повышением к ним требований по энергоэффективности и надежности их работы. Энергоэффективность вентиляторов достигается за счет выбора оптимальных аэродинамических характеристик, обеспечивающих наименьшие затраты на организацию движения теплоносителя по циркуляционному контуру печей с конвективным типом теплообмена [1–22].

Эксплуатационная надежность печных вентиляторов определяется во многом удовлетворительными условиями работы наиболее механически нагруженного элемента – узла подшипников, находящегося под постоянным воздействием нагрева за счет передачи тепла теплопроводностью вдоль вращающегося вала.

Необходимый тепловой режим узла подшипников в этом случае поддерживают путем оснащения вала устройствами охлаждения различных конструкций.

В ОАО «ВНИИМТ» совместно с УрФУ было разработано устройство воздушного охлаждения вала стержневого типа (рис. 1), состоящее из втулки 1 и равномерно расположенных по её радиусу стержней 2. Устройство представляет из себя теплообменник, где теплоотдача от поверхности стержней интенсифицируется за счет их вращения.

На экспериментальном стенде ОАО «ВНИИМТ» [23] были определены закономерности теплоотдачи от поверхности стержневых устройств трех типоразмеров в зависимости от частоты вращения вала вентилятора. Разработанные устройства выполнены в натуральную величину и в дальнейшем применялись в конструкциях высокотемпературных печных вентиляторов.

В таблице 1 представлены геометрические размеры всех трех исследованных устройств стержневого типа.

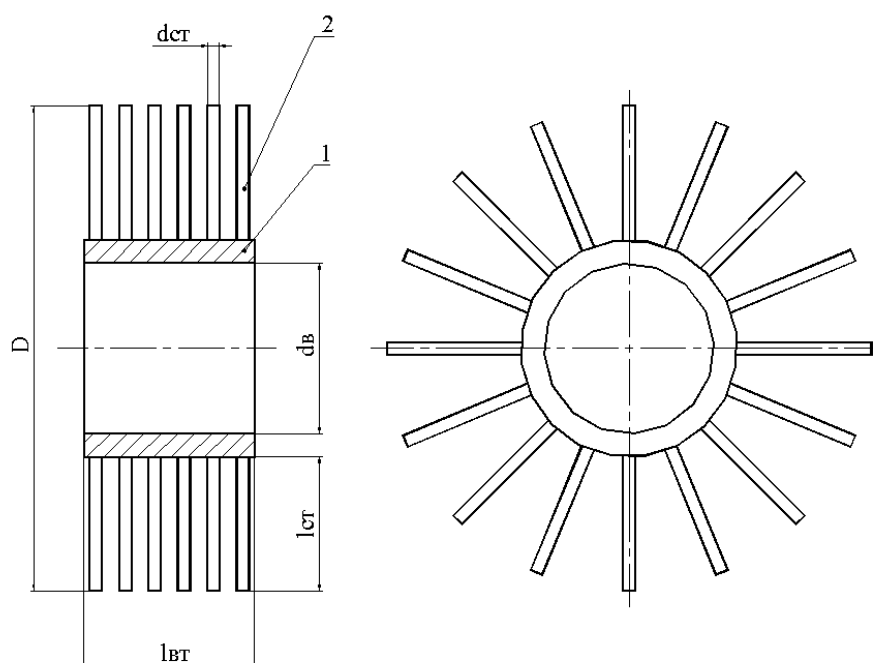


Рис. 1. Схема устройства воздушного охлаждения вала стержневого типа:
1 – втулка; 2 – стержень

Таблица 1

Геометрические размеры стержневых устройств трех типоразмеров

№ п/п	Наименование величины	Ед. изм.	Обозначение устройства		
			СТ–346	СТ–286	СТ–220
1.	Внешний диаметр D	мм	346	286	220
2.	Диаметр вала вентилятора d _в	мм	110	110	110
3.	Отношение диаметров D/d _в		0,318	0,385	0,5
4.	Количество стержней в одном ряду	шт.	16	16	16
5.	Количество рядов	шт.	5	5	5
6.	Общее количество стержней	шт.	80	80	80
7.	Длина единичного стержня l _{ст}	мм	103	73	40
8.	Диаметр стержня d _{ст}	мм	12	12	12
9.	Отношение длины стержня к его диаметру l _{ст} /d _{ст}		8,6	6,1	3,3
10.	Длина втулки устройства охлаждения L _{вт}	мм	110	110	110
11.	Теплообменная площадь устройства	м ²	0,3485	0,2580	0,1586
12.	Применяемый материал		ст. 45	ст. 45	ст. 45

Результаты исследований на экспериментальном стенде устройств охлаждения приведены на рис. 2, которые после обработки соответствуют следующим зависимостям.

Для устройства с внешним диаметром 346 мм (СТ–346):

$$N_u = 0,05399 \cdot Re^{0,8}. \quad (1)$$

Для устройств с внешними диаметрами 286 мм (СТ–286) и 220 мм (СТ–220) зависимость оказалась универсальной:

$$N_u = 0,07553 \cdot Re^{0,8}, \quad (2)$$

$$\text{где } N_u = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_b}; \quad Re = \frac{D \cdot W}{\nu} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot n}{\nu}.$$

Здесь Nu – число Нуссельта; Re – число Рейнольдса; α – средний коэффициент теплоотдачи от открытой поверхности устройства охлаждения, Вт/(м²·К); D – внешний диаметр устройства, м; λ_b – коэффициент теплопроводности окружающей среды, Вт/(м·К); W – линейная скорость движения внешней образующей вращающегося устройства, м/с; n – угловая скорость вращения устройства, 1/с; ν – кинематический коэффициент вязкости окружающей среды, м²/с.

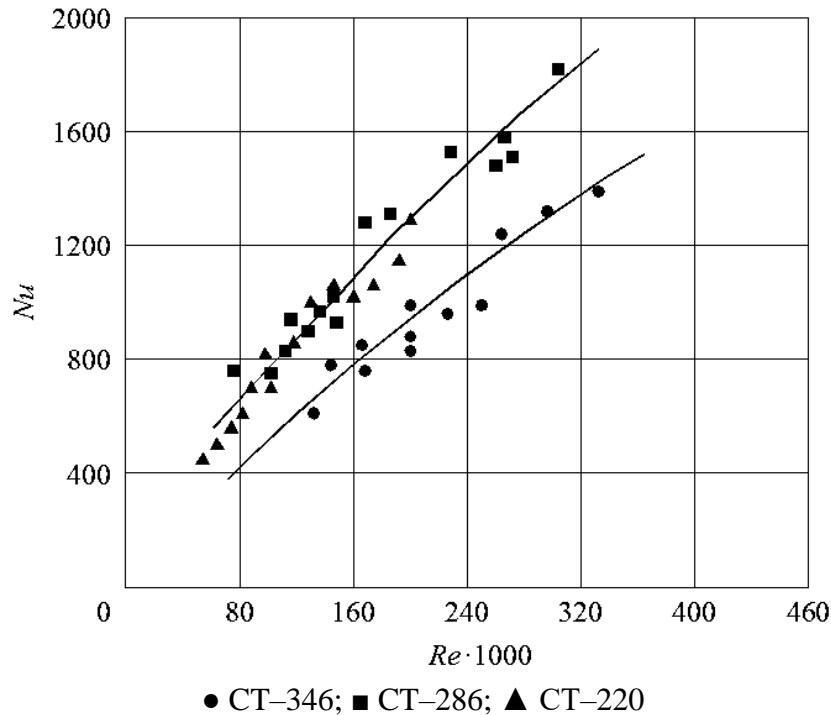


Рис. 2. Зависимость величины числа Nu_α от числа Re для условий конвективного теплообмена между поверхностью вращающегося устройства охлаждения стержневого типа вала печного вентилятора и окружающей средой

Полученные экспериментальные зависимости были обобщены в виде:

$$Nu = C \cdot Re^{0,8}, \quad (3)$$

где C – коэффициент пропорциональности, зависящий от соотношения d_b/D рассматриваемых устройств.

Изменение коэффициента C от d_b/D приведено на рис. 3. Зависимость справедлива в исследованном диапазоне $0,318 \leq d_b/D \leq 0,5$.

В диапазоне изменения $0,385 \leq d_b/D \leq 0,5$, что соответствует уменьшению относительной длины стержней $l_{ст}/d_{ст}$ с 6,1 до 3,3, имеет место режим, близкий к автомодельному, где теплоотдача для данного типа устройства описывается универсальной степенной зависимостью с постоянным коэффициентом $C = 0,07553$.

В исследованном диапазоне $0,318 \leq d_b/D \leq 0,385$, что соответствует изменению относительной длины стержней от 8,6 до 6,1, автомодельного режима теплоотдачи не наблюдается и коэффициент C является величиной переменной.

На рис. 4 представлены зависимости среднего коэффициента теплоотдачи по поверхности устройств стержневого типа от частоты вращения вала вентилятора.

Наименьший коэффициент теплоотдачи оказался у СТ-346 с наибольшим внешним диаметром и, соответственно, наиболее длинными стержнями ($l_{ст}/d_{ст} = 8,6$). Это явление связано, по-видимому, с тем, что в процессе теплопередачи от вала в окружающую среду, лимитирующим участком теплообмена в этом случае, является подвод тепла теплопроводностью вдоль оси стержней.

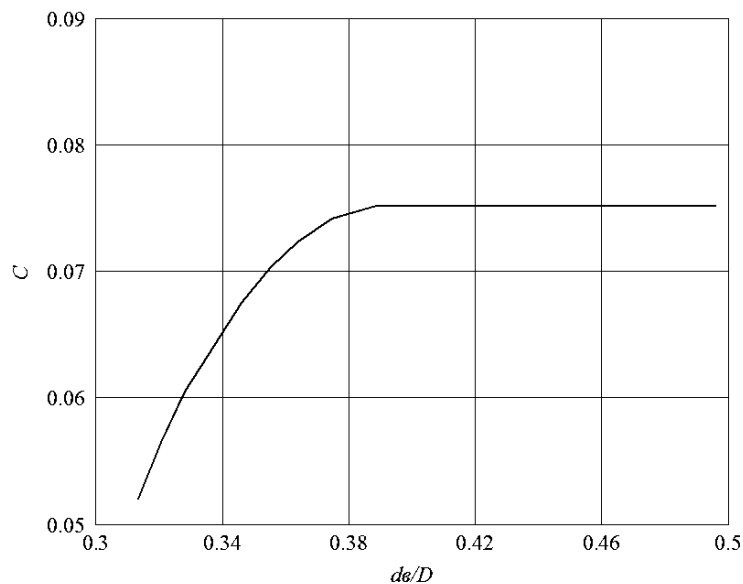


Рис. 3. Зависимость коэффициента C от соотношения диаметров вала и внешнего диаметра устройства охлаждения стержневого типа

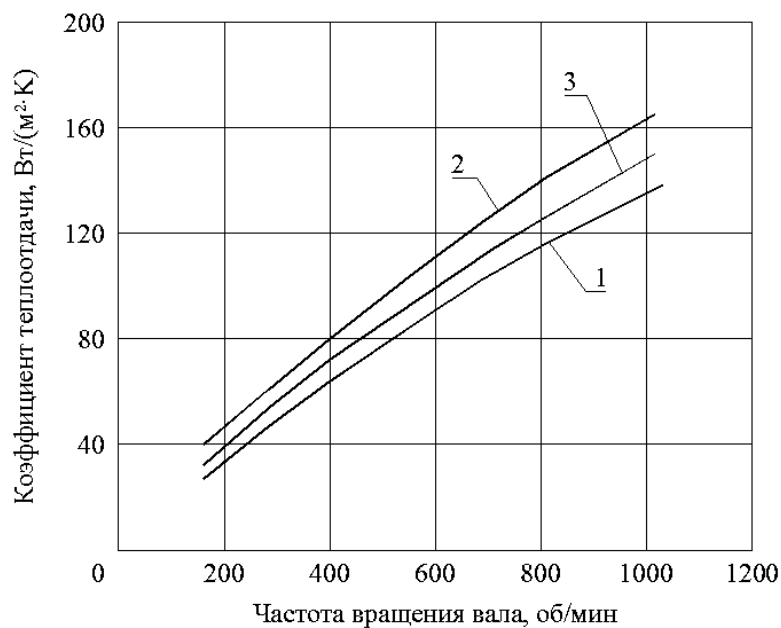


Рис. 4. Зависимость среднего коэффициента теплоотдачи поверхности устройств охлаждения стержневого типа от частоты вращения вала печного вентилятора:
1 – СТ–346; 2 – СТ–286; 3 – СТ–220.

Наибольший коэффициент теплоотдачи в сопоставимых условиях наблюдается у СТ–286 со стержнями $l_{\text{СТ}}/d_{\text{СТ}} = 6,1$, где более сбалансированы подвод тепла теплопроводностью через внутренние сечения стержней и отвод его от их внешних поверхностей конвекцией в окружающую среду.

Сравнивая полученные данные по СТ–286 и СТ–220, было установлено, что при одинаковой частоте вращения вала, коэффициент теплоотдачи по поверхности у СТ–286 больше, чем у СТ–220 примерно на 15–20 %, что вполне объяснимо уменьшением интенсивности обдувки воздухом укороченных стержней СТ–220 вследствие снижения их средней линейной скорости движения по окружности.

На рис. 5 представлены графики, показывающие эффективность отвода тепла устройствами стержневого типа при изменении частоты их вращения.

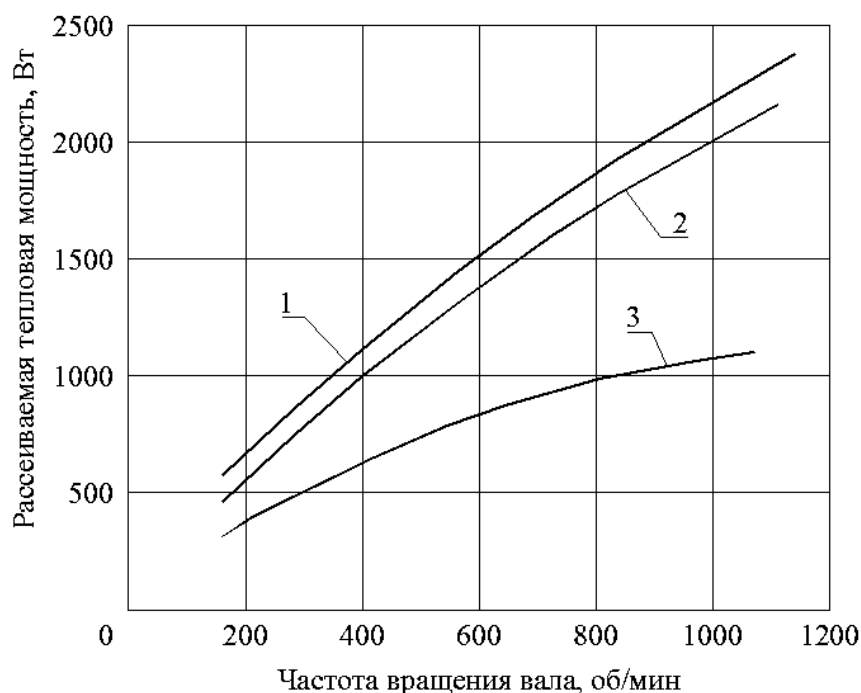


Рис. 5. Тепловая мощность, рассеиваемая с помощью устройств охлаждения вала стержневого типа в зависимости от частоты вращения: 1 – СТ–346; 2 – СТ–286; 3 – СТ–220

Расчет произведен при следующих параметрах: диаметр вала d_v 110 мм; длина вала, охватываемая устройством охлаждения (длина втулки $l_{вт}$) 110 мм; разность средней температуры поверхности устройства и окружающей среды 50 °С.

Из рассмотрения полученных результатов следует, что наиболее эффективным в сопоставимых условиях всё же является устройство с максимальным диаметром СТ–346, где рассеиваемая тепловая мощность в установившемся режиме, пропорциональная произведению среднего коэффициента теплоотдачи и теплообменной площади стержней, оказалась максимальной. Наименьшая рассеиваемая тепловая мощность в сопоставимых условиях наблюдается у СТ–220 с наиболее короткими стержнями.

Увеличение относительной длины стержня от 3,3 (СТ–220) до 6,1 (СТ–286) приводит к существенному повышению рассеиваемой тепловой мощности. Так, например, при частоте вращения вала 1000 об/мин мощность увеличивается с 1100 Вт до 2000 Вт, то есть в 1,8 раза. Тогда как относительное удлинение стержней с 6,1 (СТ–286) до 8,6 (СТ–346) позволяет увеличить тепловую мощность лишь в 1,1 раза до 2200 Вт, что вполне согласуется с вышеизложенным анализом полученных данных.

Выводы. Таким образом, в результате исследований установлено, что в диапазоне изменения относительной длины стержней от 3,3 до 6,1 имеет место режим, близкий к автомодельному, где теплоотдача от их поверхности описывается универсальной зависимостью.

В диапазоне изменения относительной длины стержней от 6,1 до 8,6 полученные результаты обобщены в виде степенной зависимости $N_u = C \cdot Re^{0,8}$ с коэффициентом пропорциональности, зависящим от соотношения величин диаметра вала и внешнего диаметра устройства d_v/D .

Список использованных источников

1. Аптерман В.Н., Тымчак В.М. Протяжные печи. – М.: Металлургия, 1969. – 320 с.
2. Дружинин Г.М., Ашихмин А.А., Маслов П.В., Попов А.Б., Лошкарёв Н.Б., Галкин С.А. Термическая печь с комбинированной системой отопления // Сталь, 2015. №3. С. 70–74.

3. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. [и др.]. Создание печных электронагревателей с радиационно-конвективным способом теплообмена // *Сталь*, 2015. №3. С. 75–77.
4. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1977. – 343 с.
5. Казанцев Е.И. Промышленные печи. – М.: Металлургия, 1975. – 367 с.
6. Зайнуллин Л.А., Спирин Н.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. Применение центробежных вентиляторов при работе термической конвективной печи в режиме охлаждения // *Сталь*, 2015. №3. С. 78–80.
7. Соломахова Т.С., Чебышева К.В. Центробежные вентиляторы: справочник. – М.: Машиностроение, 1980. – 175 с.
8. Bloom W. Jet heat reparation of waste furnace gases on strip lines. – *Iron and Steel Engineer*, 1979, №12, p 32–37.
9. Martin H. Heat and mass transfer between impinging gas jets and solid surfaces. – *Advances in Heat Transfer*, 1977, v. 13, p. 1–60.
10. Launder B. E., Rodi W. The turbulent wall jet. – *Prog. Aerospace Science*, 1981, v. 19 p. 81–128.
11. Кузьмин И.И., Зубков С.В., Лыжин Ю.А. Совершенствование конструкции циркуляционного вентилятора колпаковых печей // *Сталь*. 2007. №8. С. 89–91.
12. Султанов Н.Л., Мироненков Е.И., Жиркин Ю.В. Управление тепловым состоянием подшипниковых опор на стане-тандеме 2000 холодной прокатки ОМО ММК // *Сталь*. 2014. №4. С. 71–73.
13. Кутлубаев И.М., Мацко Е.Ю., Усов И.Г. Совершенствование охлаждения листового проката // *Сталь*. 2015. №8. С. 44–50.
14. Демин К.К., Паршиков С.Ф. Совершенствование технологии охлаждения ленты после светлого отжига в одностопной колпаковой печи // *Сталь*, 2008. №4. С. 69.
15. Zareba S, Wolff A, Jelali M. Mathematical modelling and parameter identification of a stainless steel annealing furnace. – *SIMULATION MODELLING PRACTICE AND THEORY*, 2016, v. 60, p. 15–39.
16. Strommer S., Niederer M., Steinboeck A., Kugi A. A mathematical model of a direct-fired continuous strip annealing furnace. – *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER*, 2014, v. 69, p. 375–389.
17. Feng HJ, Chen LG, Xie ZH, Sun FR. Constructal designs for insulation layers of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. – *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 2016, v. 100, p. 925–931.
18. Blaszczyk A, Nowak W. Heat transfer behavior inside a furnace chamber of large-scale supercritical CFB reactor. – *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER*, 2015, v. 87, p. 464–480.
19. Feng HJ, Chen LG, Xie ZH, Sun FR. Constructal entransy optimizations for insulation layer of steel rolling reheating furnace wall with convective and radiative boundary conditions. – *CHINESE SCIENCE BULLETIN*, 2014, v. 59, p. 2470–2477.
20. Emadi A, Saboonchi A, Taheri M, Hassanpour S. Heating characteristics of billet in a walking hearth type reheating furnace. – *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, 2014, v. 63, p. 396–405.
21. Prieto MM, Fernandez FJ, Rendueles JL. Development of stepwise thermal model for annealing line heating furnace. – *IRONMAKING & STEELMAKING*, 2005, v. 32, p. 165–170.
22. Kim YD, Kang DH, Kim WS. Experimental and numerical studies on the thermal analysis of the plate in indirectly fired continuous heat treatment furnace. – *JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY*, 2009, v. 23, p. 631–642.
23. Зайнуллин Л.А., Калганов М.В., Калганов Д.В. Исследование эффективности охлаждения вращающегося вала печного высокотемпературного вентилятора // *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия*. 2015. №9. С. 662–666.